

モード合成法を用いた超音波プラスチック溶接の動的挙動予測*

Prediction of Dynamic Behavior in Ultrasonic Plastic Welding
by the Use of Component Mode Synthesis Method小出 一志^{*1}

(Kazushi KOIDE)

鞍谷 文保^{*2}

(Fumiyasu KURATANI)

平居 嵩朗^{*1}

(Takao HIRAI)

菊池 健^{*3}

(Ken KIKUCHI)

中山 久美子^{*3}

(Kumiko NAKAYAMA)

鷺尾 宰司^{*4}

(Saiji WASHIO)

Ultrasonic plastic welding is one of the most widely used techniques for joining thermoplastics because no adhesive is required. To guarantee the successful welding, it is important to predict and evaluate the dynamic behavior at the joint area between the two parts to be joined. In this paper, the dynamic behavior at the joint area induced by the horn vibration is predicted by dynamic contact analysis based on time history response analysis. In addition, a significant reduction in computation time for the dynamic contact analysis is achieved using component mode synthesis method. The proposed method is validated by comparing the predictions of dynamic behavior with the experimental data. The predictions indicate the dynamic behavior depends on a driving frequency while the driving frequency is fixed for an ultrasonic welding machine.

Key Words : finite element analysis, component mode synthesis method, dynamic behavior, contact analysis, ultrasonic plastic welding, driving frequency

1. 緒 言

超音波プラスチック溶接は熱可塑性プラスチックの接合法として広く用いられており、接着剤を必要としない特長を有する。溶接プロセスは、接合する2つのプラスチック部品的一方に超音波ホーンを押し当て加圧し、超音波振動を印加することで接合部に摩擦や交番ひずみによる発熱を生じさせる。その熱により接合部が局所的に熔融し、溶接される。しかし、印加する超音波の周波数（溶接装置に固有）や部品の形状によっては、接合部の強度や気密性が十分でない場合が生じる。そこで、安定した溶接性能を得るためには、超音波ホーンの振動により引き起こされる接合部の動的挙動を予測し、評価することが重要となる。

超音波プラスチック溶接に関する研究として、超音波ホーンの特性解析^{1)~3)}に関するものが多く見られる。印加する超音波の影響を受けるのはプラスチック部品である。そこで本江ら⁴⁾は、ポリプロピレンシートを2枚重ね合せた溶接試料を用いて、印加する周波数が

溶接特性に及ぼす影響を実験的に検討している。また安藤ら⁵⁾は、有限要素法（FEM）を用いた振動解析と非定常熱伝導解析を超音波プラスチック溶着に適用し、プラスチックの変形を含む解析を実現している。しかし、構造解析においては定常振動解析に留まっており、接合部における分離やすべりは考慮されていない。

実際の接合部の動的挙動は、接合部接触面で2つの部品が接触や分離を繰り返す、さらにすべりも伴うことが予想される。このような挙動は部品の動的変形に起因すると考えられ、その挙動をFEMで解析するためには動的接触解析^{6,7)}を実施する必要がある。しかし、動的接触解析は時刻歴応答解析であるために、計算負荷が多くなる欠点を有する。

本論文では、プラスチック部品の形状が円筒状で、その部品に縦方向の超音波振動を与える接合法を対象に、動的接触解析で接合部の動的挙動を予測する方法について検討する。FEMによる動的接触解析の解析負荷を低減するために部分構造合成法を導入し、その有効性を示す。部分構造合成法として、部品の振動モードを使用するモード合成法（Component Mode Synthesis Method, CMS法）を適用する。CMS法で自由度を縮小した解析モデルを用いて、動的接触解析で部品の動的挙動を解析し、実験結果と比較することで解析の妥当性を示す。さらに、超音波ホーンの駆動周波数（強制変位加振周波数）が接合部の動的挙動に及ぼす影響を調べる。

- * 原稿受付 2015年2月18日
日本設計工学会2014年度秋季研究発表講演会(2014年10月4日)にて発表
- *1 学生員, 福井大学大学院工学研究科(現 近畿車輛(株))
(〒910-8507 福井市文京3-9-1)
- *2 正会員, 福井大学(同上)
- *3 非会員, 京三電機株式会社
(〒306-0206 古河市丘里11-3)
- *4 非会員, サイバネットシステム株式会社
(〒540-0028 大阪市区常盤町1-3-8中央大通FNビル)

2. 超音波プラスチック溶接⁸⁾

超音波溶接の溶接プロセスは、図1に示すように受台に部品2をセットし、その上に接合部が接触するように部品1を重ねる。その後、超音波ホーンを部品1に押し当て、加圧しながら超音波振動を印加する。その結果、部品1と2の接触面での摩擦発熱や接触面近傍での内部摩擦発熱が生じ、接合部が局所的に溶融、溶接される。超音波の発振時間は0.5s程度である。本論文では、プラスチック部品が溶融、変形する前の超音波振動印加初期の接合部動的挙動を検討対象とする。

対象のプラスチック部品は円筒状で、一部補強リブを除いてほぼ軸対称である。軸方向の長さは部品1は約58mm、部品2は約31mmで、接合部はホーン先端から約7mmの位置(○で囲った部分)である。また、接合部の形状はシェアジョイントである。

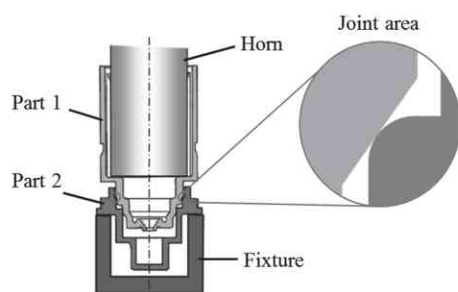


Fig.1 Ultrasonic welding

3. 溶接実験

実験では、駆動周波数15kHzと19kHzの2種類の超音波溶接装置を用いて溶接を行った。その際、図2に示す測定点A(部品1)および測定点B(部品2)の半径方向の動的変位を、レーザー変位計(KEYENCE製LK-H023, サンプル周波数200kHz)を用いて測定した。なお、具体的なデータとしては示さないが、駆動周波数15kHzの方が接合部の密着性が良好な結果が得られた。

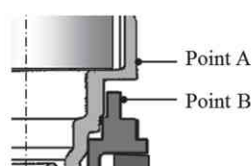


Fig.2 Measuring point

4. 解析手法

4.1 有限要素法による接触解析

汎用の有限要素解析プログラムで動的接触問題を扱う場合には、図1の部品1と2をそれぞれに要素分割し、二つの部品が接触すると想定される箇所に接触要素を定義する。接触要素間で接触状態の判定を行い、固着状態、すべり状態、分離状態に応じて定式化された運動方程式を解くことになる。個々の接触状態の接触条件を運動方程式に組み込む方法としてペナルティ関数法⁹⁾、ラグランジュの未定乗数法⁹⁾、拡張ラグランジュ法¹⁰⁾がある。

ペナルティ関数法は、接触点での変位の連続性を確保するためのペナルティ項を導入する。これは接触した部品の節点間にばね(接触剛性)を追加することによって、微小なくい込みを許容する方法である(図3)。くい込みを小さくするためには接触剛性を大きくする必要があるが、収束性の悪化につながる。ラグランジュの未定乗数法は、接触力に相当する未定乗数を追加して、くい込みのない状態を実現する方法である。くい込みを許容しないために解析精度は高いが、計算負荷が高く、収束解が得られない場合も多い。両者の欠点を補う方法として、拡張ラグランジュ法がある。これは、ペナルティ関数法とラグランジュの未定乗数法の組み合わせで、ペナルティ関数法の接触剛性をあまり大きくせずに計算の収束性を高め、その後、ラグランジュの未定乗数法で接触力を補正し解析精度を改善する方法である。拡張ラグランジュ法では、1次元接触要素の場合、接触力は次式で求まる。

$$F_N = k_n g_n + \lambda \quad (1)$$

ここで、 F_N は接触力、 k_n は接触剛性、 g_n はくい込み量(法線方向相対変位)、 λ はラグランジュの未定乗数である。

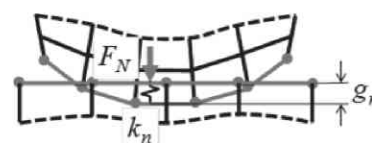


Fig.3 Contact stiffness between two contact parts

本論文では、解析に有限要素解析プログラムANSYSを用いる。接触解析のアルゴリズムは、接触面に対して法線方向は拡張ラグランジュ法、接線方向はペナルティ関数法である。また、時刻歴応答解析の数値積分法はニューマーク法、時間ステップ内の収束計算にはニュートンラプソン法が用いられる¹¹⁾。

部品1と2およびホーンと部品1が接触する場合の運動方程式は、構造の減衰を省略すると、一般に次のように表すことができる。

$$\begin{bmatrix} M^{(1)} & 0 \\ 0 & M^{(2)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}^{(1)} \\ \ddot{u}^{(2)} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K^{(1)} & 0 \\ 0 & K^{(2)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u^{(1)} \\ u^{(2)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_N^{12} + F_N^{01} \\ -F_N^{12} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} F_T^{12} + F_T^{01} \\ -F_T^{12} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

ここで、 $[M^{(i)}]$ と $[K^{(i)}]$ ($i=1, 2$) は部品 1 と 2 の質量行列と剛性行列、 $\{u^{(i)}\}$ は節点変位ベクトル、 $\{F_N^{12}\}$ と $\{F_T^{12}\}$ は接触面を通して部品 1 から部品 2 に作用する法線方向の接触力と接線方向の摩擦力、 $\{F_N^{01}\}$ と $\{F_T^{01}\}$ は接触面を通してホーンから部品 1 に作用する接触力と摩擦力を表すベクトルである。これらの接触力と摩擦力は未知であり、接触要素間の接触状態および接触解析のアルゴリズムに応じて定式化される。例えば、固着状態の接触力に関しては、接触剛性を導入することで節点変位のみを未知量として解析し、接触剛性とくい込み量の積として接触力を求める。その後、ラグランジュの未定乗数を導入することで、くい込み量が小さくなるように接触力を補正する。接線方向に関しては、すべり状態ではクーロン摩擦による摩擦力を、固着状態においては摩擦力の不連続な変化を避けるために接線方向のばね（ペナルティ剛性）を導入し、ペナルティ剛性と相対変位の積として摩擦力を求める。1 次元の接触要素の場合、摩擦力は次式で求まる。

$$\begin{cases} |F_T| = k_t |g_t| & \text{if } |g_t| < \frac{\mu}{k_t} |F_N| \\ |F_T| = \mu |F_N| & \text{else} \end{cases} \quad (3)$$

ここで、 F_T は摩擦力、 k_t はペナルティ剛性、 g_t は接線方向相対変位、 F_N は法線方向の接触力である。

4.2 部分構造合成法

部分構造合成法とは、例えば図 1 の 2 部品を部品ごとに自由度を縮小し、自由度を縮小した全体の運動方程式を用いて動的接触解析を実施することで、解析負荷を低減する方法である。本論文では、自由度を縮小する方法として各部品の振動モードを用いる CMS 法を使用する。検討内容として、振動モードとして拘束モードと不拘束モードを採用したときの違いを調べる。

ANSYS でモード合成法を接触問題に適用する場合には、接触要素を定義した構造要素の材料特性から接触剛性を見積るために、接触要素に隣接する構造要素の節点は物理座標のまま残す必要がある。そこで、部品を図 4 のように、自由度を縮小する節点からなる内部領域（ a 領域）、接触要素を定義する節点からなる接触領域（ c 領域）、さらに接触要素を定義する節点と構造要素を共有する節点からなる共有領域（ b 領域）にわけると、その結果、部品単体の運動方程式は、次式のように領域ごとに分割できる。

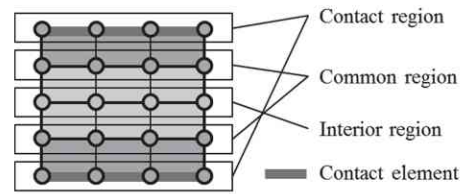


Fig.4 Partitions of the CMS

$$\begin{bmatrix} M_{aa}^{(i)} & M_{ab}^{(i)} & 0 \\ M_{ba}^{(i)} & M_{bb}^{(i)} & M_{bc}^{(i)} \\ 0 & M_{cb}^{(i)} & M_{cc}^{(i)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_a^{(i)} \\ \ddot{u}_b^{(i)} \\ \ddot{u}_c^{(i)} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{aa}^{(i)} & K_{ab}^{(i)} & 0 \\ K_{ba}^{(i)} & K_{bb}^{(i)} & K_{bc}^{(i)} \\ 0 & K_{cb}^{(i)} & K_{cc}^{(i)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_a^{(i)} \\ u_b^{(i)} \\ u_c^{(i)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_c^{(i)} \end{Bmatrix} \quad \text{or} \quad [M^{(i)}]\{\ddot{u}^{(i)}\} + [K^{(i)}]\{u^{(i)}\} = \{F^{(i)}\} \quad (4)$$

ここで、 $\{F_c^{(i)}\}$ は部品間の接触面およびホーンとの接触面での接触力と摩擦力をまとめたベクトルである。

4.2.1 拘束モード法¹²⁾

拘束モード法では、内部領域（ a 領域）の変位 $\{u_a^{(i)}\}$ は、共有領域（ b 領域）を固定して得られた内部領域の振動モード（拘束モード）の 1 次結合 $\{\phi_\phi^{(i)}\}$ と共有領域の変位に対する内部領域の弾性変形 $\{u_d^{(i)}\}$ の和で表されると仮定する。 $\{u_d^{(i)}\}$ はグヤンの静縮小を用いて

$$\{u_d^{(i)}\} = -[K_{aa}^{(i)}]^{-1}[K_{ab}^{(i)}]\{u_b^{(i)}\} = [K_{Guyan}^{(i)}]\{u_b^{(i)}\} \quad (5)$$

となる。 $\{u_\phi^{(i)}\}$ は共有領域を固定した内部領域だけの固有値問題

$$(K_{aa}^{(i)} - \omega^2 M_{aa}^{(i)})\{\phi_a^{(i)}\} = \{0\} \quad (6)$$

を解いて得られたモード行列 $[_{cons}\Phi_a^{(i)}]$ とモード座標変位 $\{\xi^{(i)}\}$ を用いると

$$\{u_\phi^{(i)}\} = [_{cons}\Phi_a^{(i)}]\{\xi^{(i)}\} \quad (7)$$

と表される。式(5)と(7)から、自由度縮小前の変位 $\{u^{(i)}\}$ は、共有領域と接触領域の物理座標変位 $\{u_b^{(i)}\}$ 、 $\{u_c^{(i)}\}$ およびモード座標変位 $\{\xi^{(i)}\}$ を用いて、次のように表すことができる。

$$\begin{Bmatrix} u_a^{(i)} \\ u_b^{(i)} \\ u_c^{(i)} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{Guyan}^{(i)} & [_{cons}\Phi_a^{(i)}] & 0 \\ I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_b^{(i)} \\ \xi^{(i)} \\ u_c^{(i)} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

$$\text{or} \quad \{u^{(i)}\} = [T_{cons}^{(i)}]\{w^{(i)}\}$$

ここで、 $[I]$ は単位行列である。式(8)を式(4)に代入し前から $[T_{cons}^{(i)}]^T$ を掛けると、自由度縮小後の部品単体の運動方程式が次式のように得られる。

$$\begin{aligned} [T_{cons}^{(i)}]^T [M^{(i)}] [T_{cons}^{(i)}] \{\ddot{w}^{(i)}\} + \\ [T_{cons}^{(i)}]^T [K^{(i)}] [T_{cons}^{(i)}] \{w^{(i)}\} = [T_{cons}^{(i)}]^T \{F^{(i)}\} \end{aligned} \quad (9)$$

式(9)においては、自由度は物理座標のままの共有領域と接触領域およびモード座標となり、内部領域の自由度が縮小されている。

4.2.2 不拘束モード法¹³⁾

不拘束モード法では、拘束モード法で固定した図4の共有領域（ b 領域）を固定せずに求めた振動モード（不拘束モード）を用いる。ただし、接触問題においては共有領域を物理座標のままにする必要があるために、共有領域の変位を不拘束モードの重ね合わせで表す一般的な方法は適用できない。そこで以下の定式化を行う。

内部領域の変位 $\{u_a^{(i)}\}$ は、拘束モード法と同様に共有領域の変位 $\{u_b^{(i)}\}$ とモード座標変位 $\{\xi^{(i)}\}$ を用いて

$$\{u_a^{(i)}\} = [K_{Guyan}^{(i)}] \{u_b^{(i)}\} + [uncon \bar{\Phi}_a^{(i)}] \{\xi^{(i)}\} \quad (10)$$

と表されると仮定する。ただし、 $[uncon \bar{\Phi}_a^{(i)}]$ は

$$[uncon \bar{\Phi}_a^{(i)}] = [uncon \Phi_a^{(i)}] - [K_{Guyan}^{(i)}] [uncon \Phi_b^{(i)}] \quad (11)$$

である。 $[uncon \Phi_a^{(i)}]$ と $[uncon \Phi_b^{(i)}]$ は、式(4)の接触領域を削除した運動方程式の固有値問題

$$\left(\begin{bmatrix} K_{aa}^{(i)} & K_{ab}^{(i)} \\ K_{ba}^{(i)} & K_{bb}^{(i)} \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} M_{aa}^{(i)} & M_{ab}^{(i)} \\ M_{ba}^{(i)} & M_{bb}^{(i)} \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} \phi_a^{(i)} \\ \phi_b^{(i)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (12)$$

を解くことで得られ、共有領域を自由としたときのモード行列である。式(11)の右辺第2項は、結果的に式(10)の右辺第1項を打ち消す働きをする。したがって、式(10)を用いることで不拘束モードの1次結合で内部領域 $\{u_a^{(i)}\}$ を表すことができる。自由度縮小前の変位 $\{u^{(i)}\}$ は、物理座標のままである共有領域と接触領域の変位 $\{u_b^{(i)}\}$ 、 $\{u_c^{(i)}\}$ およびモード座標変位 $\{\xi^{(i)}\}$ を用いて、次のように表すことができる。

$$\begin{Bmatrix} u_a^{(i)} \\ u_b^{(i)} \\ u_c^{(i)} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{Guyan}^{(i)} & uncon \bar{\Phi}_a^{(i)} & 0 \\ I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_b^{(i)} \\ \xi^{(i)} \\ u_c^{(i)} \end{Bmatrix} \quad (13)$$

or $\{u^{(i)}\} = [T_{uncon}^{(i)}] \{w^{(i)}\}$

式(13)を式(4)に代入し前から $[T_{uncon}^{(i)}]^T$ を掛けると、自由度縮小後の部品単体の運動方程式が次式のように得られる。

$$\begin{aligned} & [T_{uncon}^{(i)}]^T [M^{(i)}] [T_{uncon}^{(i)}] \{\ddot{w}^{(i)}\} + \\ & [T_{uncon}^{(i)}]^T [K^{(i)}] [T_{uncon}^{(i)}] \{w^{(i)}\} = [T_{uncon}^{(i)}]^T \{F^{(i)}\} \end{aligned} \quad (14)$$

5. 動的接触解析

5.1 有限要素モデル

図5に、部品1と2にモード合成法を適用する前の有限要素（FE）モデル（以下、全系モデルと呼ぶ）を

示す。対象のプラスチック部品は完全な軸対称形状ではないが、解析負荷を考慮し軸対称問題として扱う。解析要素（接触要素を除く）は軸対称2次元4節点要素（Plane182）を使用し、部品2が受台に固定される節点を半径方向、軸方向ともに拘束する。部品の材質はPOM（ポリアセタール）樹脂で、ヤング率 2.6GPa（20℃）、ポアソン比 0.35、密度 1410kg/m³、摩擦係数 0.2 とする。なお、超音波振動印加初期のプラスチック部品が溶融、変形する前の動的挙動を検討対象とするので、構造は微小変形で材料特性は一定と仮定する。超音波ホーンは剛体として定義し、剛体に強制変位を与えることで動的接触解析を実施する。実験と同様にホーンを 40μm 静的に押し込み、その後、正弦波の強制変位を与える。強制変位は振幅 30μm で、駆動周波数に相当する周期を有する。基本時間刻みは1周期の 1/200 とし、30周期分の正弦波を与える。なお、時間ステップおよび接触剛性は自動更新として収束性の改善を図っている。また、収束性向上のために剛性行列に比例するベータ減衰（駆動周波数 15kHz： $\beta = 1.7 \times 10^{-7}$ 、19kHz： $\beta = 1.3 \times 10^{-7}$ ）を設定した。

図6にホーンと部品1、部品1と2の接触面を示す。接触面に接触要素（Conta171 および Target169）を定義する。接触要素の接触挙動は、法線方向（分離の有無）と接線方向（すべりの有無）に分けて設定する。ホーンと部品1の間は接触したり離れたりするため、分離・すべりありとする。部品1と2の接触面では、固着（分離・すべりなし）の場合（条件1）と分離・すべりありの場合（条件2）の2つの条件を考える。

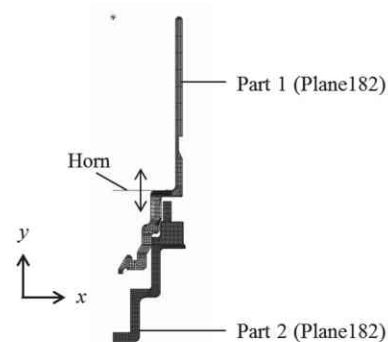


Fig.5 FE model of ultrasonic welding

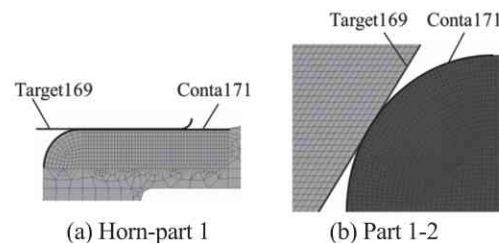


Fig.6 Contact surface (full model)

2 つの条件で動的接触解析を行い、条件の影響を検討する。なお、固着（条件 1）ではホーンを静的に押し込んだ後、接触している領域に大きなペナルティ剛性を適用することで固着に変換する。

5.2 CMS モデル

モード合成法を適用したモデル（以下、CMS モデルと呼ぶ）は、図 7 に示すように接触要素に隣接する構造要素を残し、それ以外の内部領域を縮小する。接触要素の定義は全系モデルの場合と同じとした。部品 1 と 2 を拘束モード法あるいは不拘束モード法で縮小し、縮小法の影響を検討する。拘束モード法および不拘束モード法とも採用モード数は 40（部品 1 の不拘束モード法では剛体モードを 1 つ含む）とした。

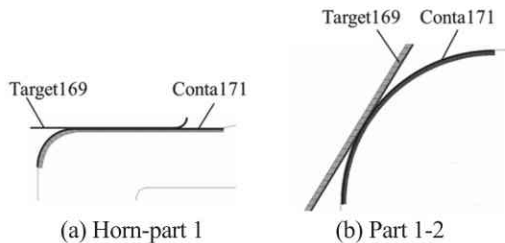


Fig.7 Contact surface (CMS model)

6. モード合成法の検証

6.1 CMS モデルの検証

CMS モデルの精度を検証するために、全系モデルの解析結果と比較する。さらに拘束モード法、不拘束モード法の組み合わせによる影響も検討する。CMS 法の組み合わせを表 1 に示す。精度評価では、接合部中央付近の時刻歴応答を全系モデルの結果と比較する。例として、図 8 に駆動周波数 15kHz の部品 1 の時刻歴応答の比較を示す。破線が CMS モデル（Model C）、実線が全系モデルの場合で、両者は良い一致を示している。定量的な評価には、次式の二乗和誤差を用いる。

$$E = \sum_{k=1}^5 \sum_{i=1}^{6000} \{y_k^{CMS}(t_i) - y_k^{full}(t_i)\}^2 \tag{15}$$

ここで、 $y_k^{CMS}(t_i)$ と $y_k^{full}(t_i)$ は評価節点 k ($k=1\sim5$) の時刻 t_i ($i=1\sim6000$) における CMS モデルと全系モデルの軸方向変位である。

表 2 に部品ごとの二乗和誤差を示す。誤差が小さいのは、15kHz では Model C（部品 1：不拘束モード、部品 2：拘束モード）で、19kHz では Model A（部品 1、2 とともに拘束モード）である。この結果より、駆動周波数により適切な CMS 法の組み合わせが異なる可能性があるといえる。詳細は 7.2 節で述べるが、駆動周波数 15kHz と 19kHz では接合部での動的挙動が異

なる。すなわち、15kHz では部品間の接触面で分離・接触が起こりやすく、19kHz では接触している状態が起こりやすい。これが、接触面付近を拘束した拘束モードと拘束しない不拘束モードを使用したときの特性の違いに表れたと推察される。

6.2 計算時間の比較

表 3 に全系モデルと CMS モデルの計算時間を示す。使用した PC は Intel Core i7-3770 3.40GHz、メモリ 8GB である。CMS の時間は固有値解析や自由度縮小処理の時間を含んでいる。CMS モデルの計算時間は、すべての場合、全系モデルの約 1/3 に低減している。

以上のことから、超音波プラスチック溶接の動的挙動の予測に CMS 法を適用した場合、予測精度は全系モデルと同等で、計算時間が大幅に短縮される。したがって、超音波プラスチック溶接の動的挙動の予測に CMS 法を適用することは有効といえる。

Table 1 Combination of CMS method

Model	A	B	C	D
Part 1	C	C	U	U
Part 2	C	U	C	U

C: Constrained, U: Unconstrained

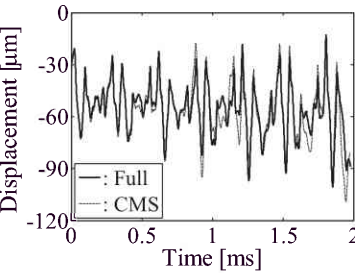


Fig.8 Comparison of time history response

Table 2 Error of CMS model [$\times 10^{-6}$]

Model	15kHz		19kHz	
	Part 1	Part 2	Part 1	Part 2
A	1.42	0.13	2.45	0.31
B	1.63	0.16	2.63	0.30
C	0.73	0.10	3.36	0.36
D	4.21	0.18	4.02	0.39

Table 3 Computation time [h]

Model	15kHz	19kHz
Full	9.6	9.4
CMS	A	3.1
	B	3.1
	C	2.5
	D	3.0

7. 接合部の動的挙動

7.1 解析結果の検証

解析モデルおよび解析方法の妥当性を検証するために、実験結果と解析結果を比較する。超音波ホーンの駆動周波数の影響も調べるために、時刻歴応答データを周波数領域に変換し比較する。比較するデータは、図 2 に示した測定点 A および B の半径方向変位である。解析結果として、駆動周波数 15kHz では Model C、19kHz では Model A の結果を用いた。図 9 に駆動周波数 15kHz、図 10 に 19kHz の FFT (高速フーリエ変換) 結果を示す。実験 (a) は超音波印加開始から 70ms 付近、実験 (b) は 90ms 付近での変位である。解析 (c) は条件 1 (接触面固着)、解析 (d) は条件 2 (接触面分離・すべりあり) の結果である。

図 9 の駆動周波数 15kHz の場合、実験の 70ms 付近では 15kHz と 30kHz 付近のみにピークが見られるが、90ms 付近では複数のピークが現れている。さらに、90ms 付近では振幅が最大となる周波数は 15kHz より低い周波数である。これらの特徴を基に実験と解析を比較すると、70ms 付近は条件 1 が、90ms 付近は条件 2 が近いといえる。70ms 付近は接合部の振動は小さく、2 つの部品は接触した状態で、駆動周波数で振動すると推察される。この場合、接触面を固着した条件 1 が近くなる。時間が経過した 90ms 付近では共振により振動が大きくなり、接合部が離れたり接触したりすると推察される。その結果、部品間の衝突が起こり、複数の周波数成分が現れる。この場合、接触挙動として分離とすべりを許す条件 2 が近くなる。

図 10 の駆動周波数 19kHz の場合、実験の 70ms 付近、90ms 付近ともに 19kHz 付近に最大ピークがあり、15kHz の場合のように両者に大きな違いが見られない。解析においても条件 1、2 ともに 19kHz 付近に最大ピークがあり、15kHz の場合のように大きな違いが現れていない。しかし、19kHz 付近の振幅は実験では 90ms 付近の方が、解析では条件 2 の方が大きくなっている。したがって、70ms 付近は条件 1 が、90ms 付近は条件 2 が近いと考える。

なお、解析と実験を比較すると、駆動周波数 15kHz の解析条件 1 と実験 70ms 付近では最大ピークの振幅が大きく異なる。また 19kHz では、解析において 19kHz 以外の周波数成分が大きく現れている。しかし本論文の範囲でも、解析における接触挙動設定の違いにより、実験結果の変化の傾向を再現できており、解析モデルおよび解析方法は妥当と考える。

7.2 接合部の挙動

条件 2 (接触面分離・すべりあり) の解析結果を基に、実験 90ms 付近における接合部の動的挙動を検討する。解析結果として、図 11 に示すホーンを静的に押し込んだ後の接合部中央付近の節点データを用いる。○は部品 1 の押込み前後の節点、△は部品 2 の押込み前後の節点を表す。

図 12 に駆動周波数 15kHz、図 13 に 19kHz における各節点の x 方向 (半径方向) 変位と y 方向 (軸方向) 変位を示す。変位はホーンを押し込む前の初期位置からの値で、実線は部品 1、破線は部品 2 の変位である。y 方向の図にはホーンの変位も示す (一点鎖線)。

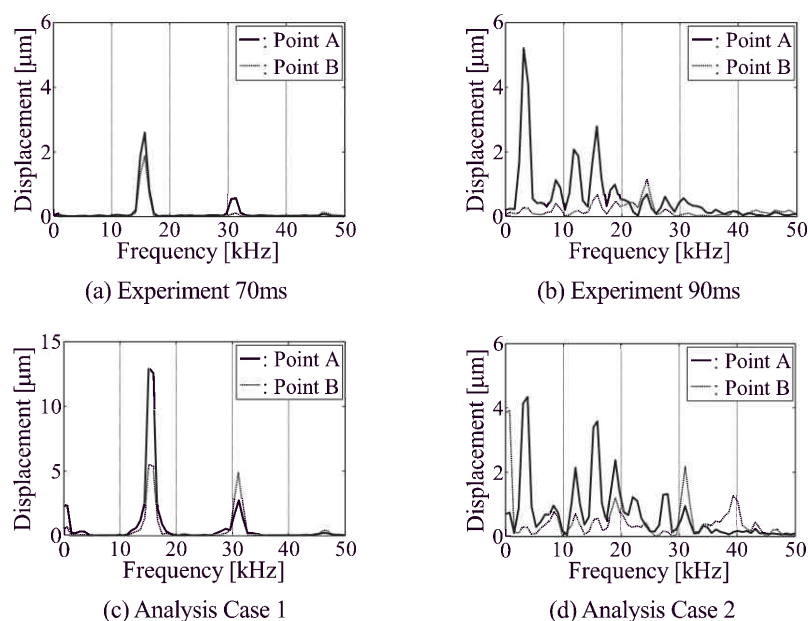


Fig.9 Frequency spectrum (driving frequency: 15kHz)

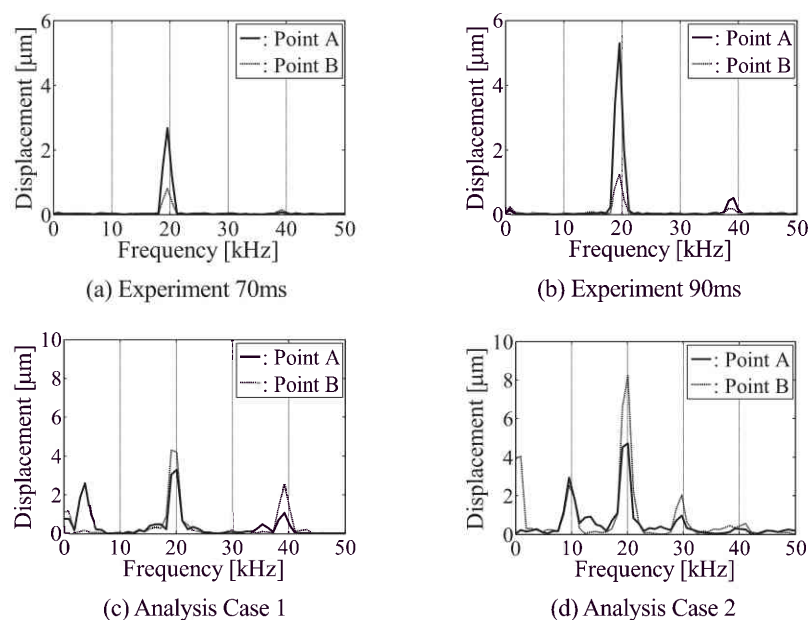


Fig.10 Frequency spectrum (driving frequency: 19kHz)

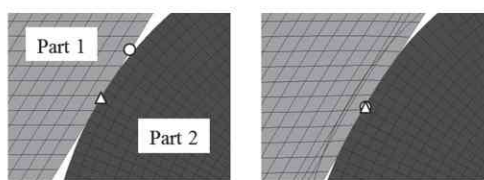


Fig.11 Movement of nodes after pressing

図 12 の駆動周波数 15kHz の場合、周期的な振動は見られない。さらに部品 1 の y 方向（軸方向）変位は、ホーン押込み分（約 $40\mu\text{m}$ ）を差し引くと図 11(b) の位置に対して下側（上が正の方向）への変位が大きいことがわかる。 x 方向（半径方向）に関しても、部品 1 は図 11(b) の位置に対して左側（右が正の方向）への変位が大きい。部品 1 の変位が片側で大きいことと

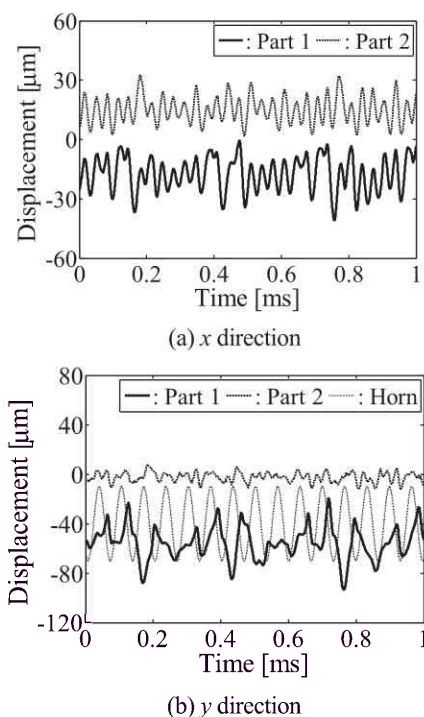


Fig.12 Joint area displacement (driving frequency: 15kHz)

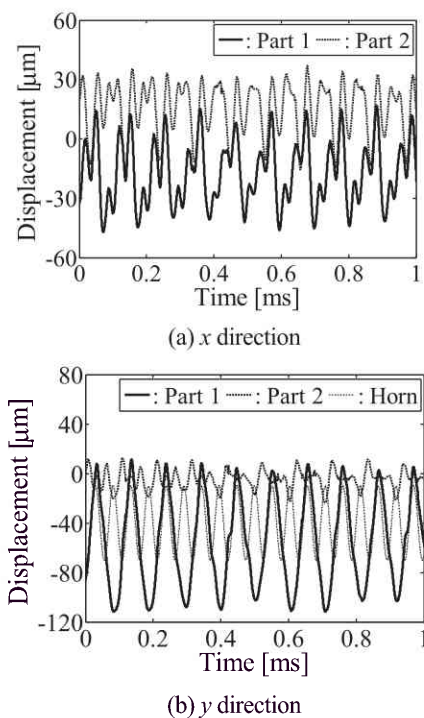


Fig.13 Joint area displacement (driving frequency: 19kHz)

部品 2 の変位が小さいことを考慮すると、15kHz の場合、部品間でのすべりは小さく、部品間が衝突するような挙動をしていると推察される。一方、図 13 の 19kHz の場合、部品 1 の変位は接触面で分離ありの条件にもかかわらず、正弦波に近いことがわかる。また部品 1 の y 方向変位は、ホーン押込み分を差し引くと図 11 (b) の位置を中心として上下に振動している。さらに部品 1 と 2 の位相が一致している。x 方向に関しても、部品 1 は図 11 (b) の位置を中心として左右に振動している。部品 1 の変位が正弦波に近いことと部品 2 の変位が小さいことを考慮すると、19kHz の場合は部品 1 と 2 は接触した状態で、部品間ですべるような挙動をしていると推察される。

以上のように、動的接触解析を実施することで、超音波ホーンの駆動周波数の違いが接合部の動的挙動に及ぼす影響を明らかにすることができる。

7.3 接合部の相当弾性ひずみ

部品 1, 2 の接触面の節点 (図 14) の相当弾性ひずみを基に、駆動周波数の違いがひずみの発生に及ぼす影響を検討する。節点ごとに、動的接触解析で得られた時刻ごとの相当弾性ひずみを総和した。その結果を図 15 に示す。なお、相当ひずみに関しては CMS モデルでの抽出が困難であったので、全系モデルの結果を用いている。(a) は部品 1、(b) は部品 2 の結果で、実線が 15kHz、破線が 19kHz の場合である。部品 1、2 ともに全体として、駆動周波数 15kHz の方が 19kHz よりも相当弾性ひずみ大きい。さらに、部品 2 においては 15kHz の方がひずみの大きい節点が局所的であることがわかる。7.2 節で述べたように、駆動周波数 15kHz では衝突するような挙動が、19kHz ではすべるような挙動が推察され、この違いが 15kHz の局所的で大きな弾性ひずみの発生につながったと考えられる。

接触面近傍の交番ひずみは内部摩擦発熱を助長し、接合部を局所的に効率よく溶融させる⁸⁾。その結果、実験において駆動周波数 15kHz の方が良好な溶接性能が得られたと考える。

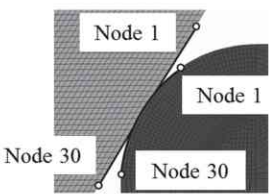
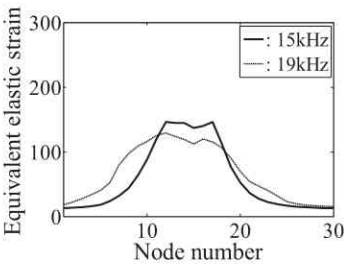
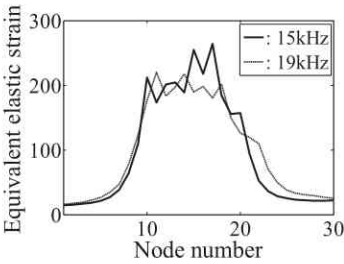


Fig.14 Node number



(a) Part 1



(b) Part 2

Fig.15 Equivalent elastic strain

7.4 部品の振動特性

部品単体の固有値解析を行い、その結果を基に駆動周波数の違いが接合部の動的挙動に及ぼす影響を検討する。部品 1 では、ホーンが接触した場合を想定し、ホーンが接触する節点を軸方向に拘束する条件とホーンが離れた場合を想定し、拘束しない条件の 2 条件を設定した。部品 2 では、受台に固定される節点を拘束した。固有値解析で得られた固有振動数を表 4 に示す。部品 1 単体は 15kHz 付近および 19kHz 付近に固有振動数を持つ。一方、部品 2 単体は 19kHz 付近のみで、

Table 4 Natural frequency [kHz]								
Mode	1	2	3	4	5	6	7	8
Part 1	Fixed	4.3	13.7	14.5	14.7	15.3	17.6	19.4
	Free	0	5.8	13.5	14.4	15.2	17.5	18.4
Part 2		9.2	19.3	23.1	29.8	32.5	34.1	42.9

15kHz 付近には固有振動数がないことがわかる。これらのことから、駆動周波数 15kHz では部品 1 だけが共振状態になり振動振幅が大きくなる。その結果、7.2 節で述べたように部品 2 に衝突するような挙動が現れる。一方、19kHz ではその付近に部品 1, 2 ともに固有振動数を有するために、部品 1, 2 ともに変形することが可能である。その結果、部品 1 の変形に伴い部品 2 も変形することで、15kHz のような衝突するような挙動が起こりにくいと考えられる。

8. 結 言

本論文では、プラスチック部品の形状が円筒状で、その部品に縦方向の超音波振動を与える接合法を対象に、動的接触解析で接合部の動的挙動を予測する方法について検討した。さらに、動的接触解析の解析負荷を低減するために、モード合成法を導入した。モード合成法を適用したモデルの予測精度は、適用なしの場合と同等で、計算時間が大幅に短縮された。また、動的挙動の予測結果を実験結果と比較したところ、解析値と実験値がよい対応を示した。さらに、動的接触解析で超音波ホーンの駆動周波数（強制変位加振周波数）の違いが接合部の動的挙動に及ぼす影響を調べた。その結果、駆動周波数 15kHz の場合、接合部で部品間が衝突するような挙動が、19kHz の場合、部品間でそのような挙動が現れ、駆動周波数は接合部の動的挙動に大きな影響を及ぼすことが明らかになった。

参考文献

- 1) 清水弘幸, 加藤健一: 超音波エキスポーネンシャル形固体ホーンの有限要素法による解析, 日本音響学会誌, 34, 4 (1978), 248-256.
- 2) 伊藤勝彦, 森栄司: 超音波プラスチック用の大型円筒形振動ホーンに関する基礎的研究, 日本音響学会誌, 40, 10 (1984), 714-720.
- 3) 松本良平, 吉岡裕視, 羽田野甫, 後藤良行, 権田誠: 駆動力・音響負荷及び機械損を考慮した固体ホーンの有限要素シミュレーション, 電子情報通信学会技術研究報告. US, 超音波, 96, 546 (1997), 9-14.
- 4) 本江美杉, 吉国真文, 三浦宏之, 宮本怜, 上岡哲宜, 辻野次郎丸: 超音波プラスチック溶接の周波数特性について, 電子情報通信学会技術研究報告. US, 超音波, 103, 500 (2003), 13-18.
- 5) 安藤英一, 加川幸雄: 超音波プラスチック溶着の有限要素シミュレーション, 電子情報通信学会技術研究報告. US, 超音波, 93, 354 (1993), 17-24.
- 6) 矢川元基, 関東康祐, 安藤良夫: ペナルティ関数法による動的接触問題の解析, 日本機械学会論文集 A 編, 49, 448 (1983), 1581-1589.
- 7) 浅野直輝: 衝撃接触二体問題のペナルティ法による仮想仕事の原理, 日本機械学会論文集, 47, 419 (1981), 757-762.
- 8) 日本塑性加工学会編: 超音波応用加工, 森北出版 (2004), 174-183.
- 9) 矢川元基, 平山浩, 安藤良夫: ペナルティ法による二次元およびはりの接触問題の解析, 日本機械学会論文集 A 編, 46, 411 (1980), 1220-1229.
- 10) 佐々木隆行, 奥田洋司: 拡張ラグラジアン法による並列有限要素法接触解析, 日本機械学会第 17 回計算力学講演会講演会論文集, 04-40 (2004), 821-822.
- 11) ANSYS, Inc.: ANSYS Mechanical APDL Contact Technology Guide Release 14.5, (2012).
- 12) Craig, R.R. Jr., and Bampton, M.C.C.: Coupling of Structures for Dynamic Analyses, AIAA Journal, 6, 7 (1968), 1313-1319.
- 13) Hintz, R.M.: Analytical Methods in Component Modal Synthesis, AIAA Journal, 13, 8 (1975), 1007-1016.